

CLIPPEDIMAGE= JP361075008A
PAT-NO: JP361075008A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 61075008 A
TITLE: SUSPENSION DEVICE

PUBN-DATE: April 17, 1986

INVENTOR-INFORMATION:

NAME
MAEDA, KOICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOKICO LTD	N/A

APPL-NO: JP59197094
APPL-DATE: September 20, 1984

INT-CL (IPC): B60G017/06
US-CL-CURRENT: 188/266.5, 280/5.515, 280/6.159

ABSTRACT:

PURPOSE: To enhance the drive feeling of a vehicle, by providing such an arrangement that the generation of damping force in a damper is restrained upon variations in the direction away from a reference condition of a vehicle body while the damping force is controlled in the direction in which a spring force is cancelled out, upon variations in the direction toward the reference condition.

CONSTITUTION: Data of displacements in a damper are delivered from sensors 8a through 8d to a control circuit 30 which calculates, in accordance with the data, the spring force F_s of a coil spring 6 and the direction thereof, a time-variation in the space between a vehicle body 2 and an axle 3 with respect to a reference length L and the damping force F_a of a hydraulic damper 7. Further, when the acting direction of the spring force F_s coincides with that of the damping force F_a , an actuator 29 is driven such that no damping force is

effected in the damper. Meanwhile when both forces are opposite to each other, the actuator 29 is driven such that the spring force F_s cancels the damping force F_a . With this arrangement the vertical acceleration of the vehicle body is decreased to enhance the drive feeling of the vehicle.

COPYRIGHT: (C)1986,JPO&Japio

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-75008

⑤ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和61年(1986)4月17日

B 60 G 17/06

8009-3D

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 懸架装置

⑯ 特 願 昭59-197094

⑰ 出 願 昭59(1984)9月20日

⑱ 発 明 者 前 田 浩 一 川崎市川崎区東田町9-5

⑲ 出 願 人 トキコ株式会社 川崎市川崎区富士見1丁目6番3号

⑳ 代 理 人 弁理士 尊 優 美 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

懸架装置

2. 特許請求の範囲

(1) 車両の車軸と車体との間に設けられ路面からの衝撃を吸収するスプリング及び緩衝器と、

前記車両の基準状態からの変動状態を検出する検出手段と、

該検出手段に基づき、前記車両が基準状態から遠のく方向に向かって変動するとき、前記緩衝器を、該緩衝器の減衰力が発生しない方向に調整し、前記車両が基準状態に近づく方向に向かって変動するとき、前記緩衝器を、該緩衝器の減衰力が当該変動時における前記スプリングのばね力を打消す方向に調整する制御回路と、からなることを特徴とする懸架装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は懸架装置に関する。

(従来の技術)

車軸と車体との間にあつて、その両者を結合して路面からの衝撃を吸収し、乗心地をよくするものとして懸架装置があることは広く知られている。その懸架装置は、路面からの衝撃を緩和するコイルスプリングと、そのコイルスプリングの自由振動を抑調する緩衝器とから概略構成されていて、緩衝器は、特にコイルスプリング自身が減衰作用を有しないことから、そのコイルスプリングの自由振動を抑制する手段として、懸架装置においては重要な役目を果している。

(発明が解決するための問題点)

しかしながら、懸架装置において緩衝器を併用することは、コイルスプリングのばね力の他緩衝器の減衰力が車体に作用することになり、コイルスプリングだけの場合に比べて、車体の上下加速度が増大することになつていた。

すなわち、車体の上下加速度は、コイルスプリングのばね力と緩衝器の減衰力との和を車両

質量で割ることにより導かれるが、コイルスプリングにおいては、そのばね力はコイルスプリングの基準長に対する相対的な伸縮動によつてその方向と大きさが決定され、緩衝器においては、その減衰力は、ピストンロッドの最大長と最小長との間で該ピストンロッドが伸縮動することにより、その方向と大きさが決定される。このため、コイルスプリングのばね力と緩衝器の減衰力とは、それぞれの独自の条件によりその方向と大きさが変化することになり、ばね力の作用方向と減衰力の作用方向とが同一の場合や該両者が相反する場合が生じることになる。特に、ばね力の作用方向と減衰力の作用方向とが同一の場合には、ばね力と減衰力との総和が大きくなり、車体の上下加速度は増大することになる。

このため、その車体の上下加速度の増大により、乗員は不快感を感じる事となつていた。

本発明は上記実情に鑑みてなされたもので、その目的は車両の乗心地を向上させることにある。

のばね力 F_s に基いて決定されることになつてその値は極めて小さくなる。

一方、車両1が基準状態 L に近づく方向に向つて変動するときには、緩衝器7の減衰力 F_a とスプリング6のばね力 F_s との和は零若しくは極めて小さくなり、車体2の上下加速度は零若しくは著しく小さくなる。

(発明の効果)

したがつて、本発明にあつては、車両1がどのような変動状態にあつても車体2の上下加速度が極めて小さいことから、乗員に不快感を与えることがなくなり、乗心地を向上させることができる。

(実施例)

以下、本発明の実施例について説明する。

第1図～第10図において、1は車両で、この車両1の車体2と車軸3とは懸架装置4を介して連結されており、車軸3には車輪5が連結されている。懸架装置4は各車輪5毎に設けられており、第1図はその懸架装置4の一つを示し

る。

(問題点を解決するための手段)

かかる目的を達成するために本発明にあつては、車両1の車軸3と車体2との間に設けられ路面31からの衝撃を吸収するスプリング6及び緩衝器7と、前記車両1の基準状態 L からの変動状態を検出する検出手段8と、該検出手段8に基き、前記車両1が基準状態 L から遠のく方向に向つて変動するとき、前記緩衝器7を、該緩衝器7の減衰力 F_a が発生しない方向に調整し、前記車両1が基準状態 L に近づく方向に向つて変動するとき、前記緩衝器7を、該緩衝器7の減衰力 F_a が当該変動時における前記スプリング6のばね力 F_s を打消す方向に調整する制御回路30と、を設けた構成としてある。

(作用)

上述の構成により、車両1が基準状態 L から遠のく方向に向つて変動するときには、スプリング6のばね力 F_s が車体2の変動を支配することになり、車体2の上下加速度はスプリング6

ている。

懸架装置4は、スプリングとしてのコイルスプリング6と、緩衝器としての油圧緩衝器7と、検出手段としての変位センサ8と、から概略構成されている。コイルスプリング6は、その一端側内側が車軸3に設けられたラバークッション9に嵌合保持されており、コイルスプリング6の他端側内側は、ラバークッション9に対向する車体2側に設けられたクッション受け10に嵌合保持されている。

油圧緩衝器7は第2図に詳細に示されている。

すなわち、シリンダ11内にはフリーピストン12が摺動可能に嵌挿されており、シリンダ11内はフリーピストン12によりガス室13と油室14の二室に画成されている。ガス室13には高圧ガスが封入されており、油室14には油液が封入されている。

油室14にはピストン15が摺動可能に嵌挿されており、油室14はピストン15により下室 $R1$ と上

室R2とに形成されている。そのピストン15にはピストンロッド16が連結されており、このピストンロッド16は上室R2を通過してシリンダ11外へ延出している。

ピストン15には、下室R1と上室R2とを連通する第1の連通路17と第2の連通路18とが設けられている。このピストン15の上部には、ピストンロッド16の短縮時に下室R1の圧力が高くなつて下室R1と上室R2との圧力差がある値になると、第1の連通路17を開く常閉の第1の減衰弁19が取り付けられ、他方、ピストン15の下部には、ピストンロッド16の伸長時に上室R2の圧力が高くなつて下室R1と上室R2との圧力差がある値になると、第2の連通路18を開く常閉の第2の減衰弁20が取り付けられている。

ピストン15には、ピストンロッド16の軸心を挟んで相対向する第3、第4の連通路21、22が形成されており、第3、第4の連通路21、22はそれぞれ上室R2と下室R1とを連通している。第3、第4の連通路21、22にはそれぞれチェック

4の連通路22に長孔27のb2点を臨ませた場合には、第5図中、B1及びB2で示すような立上がりの特性曲線を示し、第3の連通路21に長孔26のa1点を臨ませ、第4の連通路22に長孔27のa2点を臨ませた場合には、特性曲線B1よりも急激な立上がりの特性曲線A1と、特性曲線B2よりも緩やかな立上がりの特性曲線A2とを示し、第3の連通路21に長孔26のc1点を臨ませ、第4の連通路22に長孔27のc2点を臨ませた場合には、特性曲線B1よりも緩やかな立上がりの特性曲線C1と、特性曲線B2よりも急激な立上がりの特性曲線C2とを示すことになる。そして、この初期の立上がりの各減衰力が所定値以上になると、第1、第2の減衰弁19、20が開弁し、油圧緩衝器7は所定の各減衰力を示す。この第1、第2の減衰弁19、20の開弁時点は、それぞれ各特性曲線が折曲する点P1、P2に相当する。

可動板25には、その軸心において操作ロッド28が連結されており、この操作ロッド28は回動可能にピストンロッド16をその軸心方向に貫通

弁23、24が設けられており、チェック弁23は下室R1から上室R2への油液の流れのみを許容し、チェック弁24は上室R2から下室R1への油液の流れのみを許容する。ピストン15内部には円板状の可動板25がピストンロッド16の軸心を中心として回動可能に保持されており、可動板25の板面は第3、第4の連通路21、22を横切っている。この可動板25には同心状に一对の長孔26、27が穿設されており、この一对の長孔26、27は相対向している。この各長孔26、27は可動板25の周回り方向に延びており、その一方の長孔26は、第3図中、時計方向に向うに従ってその開口面積が大きくなり、他方の長孔27は、第3図中、時計方向に向うに従ってその開口面積が小さくなっている。各長孔26、27は、可動板25をその軸心を中心として回動させることにより第3、第4の連通路21、22に臨むことが可能となっており、このときの減衰力特性は第5図に示されている。これを具体的に説明すれば、第3の連通路21に例えば長孔26のb1点を臨ませ、第

4の連通路22に長孔27のb2点を臨ませた場合には、第5図中、B1及びB2で示すような立上がりの特性曲線を示し、第3の連通路21に長孔26のa1点を臨ませ、第4の連通路22に長孔27のa2点を臨ませた場合には、特性曲線B1よりも急激な立上がりの特性曲線A1と、特性曲線B2よりも緩やかな立上がりの特性曲線A2とを示し、第3の連通路21に長孔26のc1点を臨ませ、第4の連通路22に長孔27のc2点を臨ませた場合には、特性曲線B1よりも緩やかな立上がりの特性曲線C1と、特性曲線B2よりも急激な立上がりの特性曲線C2とを示すことになる。そして、この初期の立上がりの各減衰力が所定値以上になると、第1、第2の減衰弁19、20が開弁し、油圧緩衝器7は所定の各減衰力を示す。この第1、第2の減衰弁19、20の開弁時点は、それぞれ各特性曲線が折曲する点P1、P2に相当する。

変位センサ8は車体2と車軸3との間に介装されており、この変位センサ8は基準状態における車体2と車軸3との間隔、すなわち、基準長Lに対する車軸3との間隔の伸縮方向変位を検出する。基準長Lは、車両1を平地に静置したときの、車体2と車軸3との間隔としてもよいし、車両1を、所定の路面において所定時間、走行させ、そのときの、車体2と車軸3との間隔の平均値としてもよい。

各懸架装置4における各変位センサ8a、8b、8c、8dと各懸架装置4の各油圧緩衝器7における各アクチュエータ29a、29b、29c、29dとは、第4図に示すように制御回路30を介して接続されている。制御回路30は各変位センサ8a～8dからの検出信号に基づき、対応する各アクチュエータ29a～29dを制御する機能を有する。す

なわち、制御回路30は変位センサ8（以下、各変位センサの一つと、その変位センサと対応するアクチュエータについて説明する。）からの検出信号に基づき、コイルスプリング6のばね力 F_s を、その大きさと方向について算出すると共に、基準長 L に対する車体2と車軸3との間隔の時間的伸縮変化、すなわちサスペンション速度（ピストン速度）を算出し、次いで、このサスペンション速度により次式に基づき、油圧緩衝器7の減衰力 F_a を算出する。

$$F_a = K \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度}$$

$$K = \text{係数} \quad (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2)$$

そして、制御回路30は、ばね力 F_s の作用方向と減衰力 F_a の作用方向とを比較する。ここで、ばね力 F_s の作用方向は、基準長 L よりもコイルスプリング6の軸心方向長さが短いときには、該コイルスプリング6の伸びる方向となり、基準長 L よりもコイルスプリング6の軸心方向長さが長いときには、該コイルスプリング6の縮む方向となる。また、減衰力 F_a の作用方向は、

計算にあたっては第7図に示すように懸架装置4をモデル化することにより行ない、このモデルにおいて、

$$\text{車体質量 } M = 300 \text{ Kg}$$

コイルスプリング6のばね定数

$$k = 1207 \times \text{重力加速度} (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2 \cdot \text{m})$$

とし、油圧緩衝器については減衰力 F_a が次の式で求められる3つのタイプを用いた。

$$\textcircled{a} F_a = K_a \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度}$$

$$K_a = -20 \quad (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2)$$

$$\textcircled{b} F_a = K_b \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度}$$

$$K_b = -200 \quad (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2)$$

$$\textcircled{c} F_a = K_c \times \text{重力加速度} \times \text{ピストン速度}$$

$$K_c = -20 \sim -300 \quad (\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2)$$

④は、減衰力 F_a がほとんど零の場合であり、

⑤は、従来の懸架装置の場合であり、⑥は、本発明に係る懸架装置の場合であつて減衰力 F_a のとり得る範囲を示している。

そして、車体2の上下加速度 α は上記関係に基づいて次の式により求める。

ピストンロッド16の伸長時にはピストンロッド16の短縮方向となり、ピストンロッド16の短縮時にはピストンロッド16の伸長方向となる。

制御回路30がばね力 F_s の作用方向と減衰力 F_a の作用方向とを比較して両者が同一であると判断した場合には、該制御回路30はアクチュエータ29を作動させて可動板25を回動させ、減衰力 F_a を生じないように所定の長孔26若しくは27の所定位置を第3の連通路21若しくは第4の連通路22に臨ませる。制御回路30がばね力 F_s の作用方向と減衰力 F_a の作用方向とを比較して両者が相反すると判断した場合には、該制御回路30はアクチュエータ29を作動させて可動板25を回動させ、減衰力 F_a の大きさをばね力 F_s の大きさに等しくなるように所定の長孔26若しくは27の所定位置を第3の連通路21若しくは第4の連通路22に臨ませる。この詳細は後述する。

次に、第6図に示すように車両1が路面31上の凸部31aを走行する場合を例にとつて上記構成の作用について説明する。

$$\alpha = (F_a + F_s) / M$$

この結果については上記油圧緩衝器のタイプ④、⑤、⑥毎に第8図、第9図、第10図に示す。

以下、各図における4つの区間A、B、C、Dに基づいて説明する。

(I) 区間Aについて

車両1が路面31の凸部31aに乗り上げると、コイルスプリング6も油圧緩衝器7も縮められることになり、第9図においてはコイルスプリング6にばね力 F_s が生じ、油圧緩衝器7には減衰力 F_a が発生する。このとき、ばね力 F_s も減衰力 F_a も第7図中、上方に、向って作用するため、その総和に基づいて車体2の上下加速度 α が求められることになり、第9図における車体2の上下加速度 α は第8図における車体2の上下加速度 α よりも大きくなる。

一方、第10図においては、コイルスプリング6と油圧緩衝器7のピストンロッド16が縮み始めると、第3の連通路21に長孔26のc1点が臨

み、第4の連通路22には長孔27のc2点が臨む。このため、油圧緩衝器7においては、ピストンロッド16の短縮時に極めて減衰力 F_a が小さくなり(第5図中、C1)、車体2の変動はほとんどばね力 F_s によつて支配される。そのため、車体2の上下加速度 α はばね力 F_s に基いて定まることになり、その値は第8図の場合と略等しくなる。

(II) 区間Bについて

車両1が区間Aと区間Bとの境界に至ると、車体2と車軸3との間隔が復元し始めることになり、コイルスプリング6も油圧緩衝器7のピストンロッド16も伸ばされることになる。このとき、コイルスプリング6が基準長 l よりも短くなっていることから、そのばね力 F_s は、図中、上方に向って作用しており、油圧緩衝器7においてはピストンロッド16が伸張するに伴いその減衰力 F_a は、図中、下方に向って作用することになる。このように、ばね力 F_s と減衰力 F_a の方向が相反することから、第9図、第10図の

場合においてはばね力 F_s と減衰力 F_a とは互いに打ち消し合おうとする。

しかし、第9図の場合には、ばね力 F_s を完全に打ち消す目的をもつて減衰力 F_a が設定されていないため、ばね力 F_s と減衰力 F_a との総和は大きくなり、車体2の上下加速度 α しだいに大きくなる。

これに対して、第10図の場合には、すでに区間Aのときにおいて、第4の連通路22に長孔27のc2点が臨んでおり、このときのピストンロッド16の伸張時には減衰力 F_a は極めて大きくなる(第5図中、C2)。この減衰力 F_a は区間Bにおけるばね力 F_s に略等しくなるように調整され、減衰力 F_a をばね力 F_s に等しくするためにばね力 F_s の変化に対応して可動板25は、第3図中、時計方向に若干回動する。このため、ばね力 F_s と減衰力 F_a との総和は、それぞれの方向が相反することから略完全に打ち消し合い、車体2の上下加速度 α は略零になる。

(III) 区間Cについて

区間Bと区間Cとの境界においては、車体2と車軸3との間隔が基準長 l となるが、区間Cに入ると、コイルスプリング6も油圧緩衝器7のピストンロッド16も伸ばされることになる。このとき、第9図の場合には、コイルスプリング6が基準長 l よりも長くなっていることから、そのばね力 F_s は、図中、下方に向って作用しており、油圧緩衝器7においてはピストンロッド16が伸張することから、その減衰力 F_a は、図中、下方に向って作用することになる。このため、前記両者 F_s 及び F_a の総和は大きくなり、車体2の上下加速度 α は、第8図の場合に比べて大きくなる。

これに対して第10図の場合には、コイルスプリング6と油圧緩衝器7のピストンロッド16が伸び始めると、可動板25が回動して第4の連通路22に長孔27のa2点が臨み、第3の連通路21に長孔28のa1点が臨むことになる。このため、油圧緩衝器7においては、ピストンロッド16の伸張時に極めて減衰力 F_a が小さくなり、(第5図

中、A2)、車体2の変動はほとんどばね力 F_s によつて支配される。そのため、車体2の上下加速度 α はばね力 F_s に基いて定まることになり、その値は、第8図の場合と略等しくなり、且つ第9図の場合よりも小さくなる。

(IV) 区間Dについて

区間Cから区間Dに入ると、車体2と車軸3との間隔が復元し始めることになり、コイルスプリング6も油圧緩衝器7のピストンロッド16も縮むことになる。このとき、コイルスプリング6が基準長 l よりも長くなっていることから、そのばね力 F_s は、図中、下方に向って作用しており、油圧緩衝器7においてはピストンロッド16が短縮するに伴い、その減衰力 F_a は、図中、上方に向って作用することになる。このように、ばね力 F_s と減衰力 F_a の方向が相反することから、第9図、第10図の場合においてはばね力 F_s と減衰力 F_a とは互いに打ち消し合おうとする。

しかし、第9図の場合には、ばね力 F_s を完全

に打ち消す目的をもつて減衰力 F_a が設定されていないため、ばね力 F_s と減衰力 F_a との総和は大きくなり、車体2の上下加速度 α は大きくなる。

これに対して、第10図の場合には、すでに区間Aのときにおいて、第3の進通路21に長孔28のa1点が臨んでおり、このときのピストンロッド16の短縮時には減衰力 F_a は極めて大きくなる(第5図中、A1)。この減衰力 F_a は区間Dにおけるばね力 F_s に略等しくなるように調整され、減衰力 F_a をばね力 F_s に等しくするためにばね力 F_s の変化に対応して可動板25は、第3図中、反時計方向に若干回動する。このため、ばね力 F_s と減衰力 F_a との総和は、それぞれの方向が相反することから略完全に打ち消し合い、車体2の上下加速度 α は略零になる。

このように、区間A~Dを1サイクルとして車体2の上下加速度 α が極めて小さくされており、その上下加速度 α により乗員が不快感を感じることはなくなる。

も良い。

⑥スプリングは、減衰作用を有するリーフスプリング、エアスプリング等であつてもよい。

4. 図面の簡単な説明

第1図は車両に取付けた本発明に係る懸架装置を示す概念図。

第2図は本発明に係る油圧緩衝器を示す縦断面図。

第3図は可動板を示す平面図。

第4図は本発明に係る制御系統図。

第5図は本発明に係る減衰力特性図。

第6図は車両の走行状態を示す概観図。

第7図はコイルスプリング、油圧緩衝器及び車体質量を示す模式図。

第8図はコイルスプリングに依存したときの減衰力特性の場合における各特性を示す特性図。

第9図はコイルスプリングと油圧緩衝器とを用いたときの、従来の減衰力特性の場合における各特性を示す特性図。

以上一実施例について説明したが本発明にあつては、次のような態様を包含する。

①長孔25、28に代えて、可動板25に、第3、第4の進通路21、22に臨むことができる複数のオリフィスを設け、その各オリフィスの開口面積を異ならせ、そのオリフィスを選択することにより減衰力 F_a を調整してもよい。

②ばね力 F_s を検出するために、コイルスプリング6の取付け部やスプリング自身のひずみを検出してよい。

③ピストン速度(サスペンション速度)を検出するために、速度そのものを直接検出してよい。

④重錘の慣性力を利用した加速度センサを用いて、車体2の上下加速度 α を検出し、その検出状態に応じて油圧緩衝器7の減衰力 F_a を制御するようなフィードバック制御を行なつてもよい。

⑤油圧緩衝器7の取り付け部におけるひずみ等を検出して、車体2の上下加速度 α を検出して

第10図は本発明の場合における各特性を示す特性図である。

1・・・車両	2・・・車体
3・・・車軸	4・・・懸架装置
5・・・コイルスプリング	
7・・・油圧緩衝器	8・・・変位センサ
30・・・制御回路	31・・・路面
F_a ・・・減衰力	F_s ・・・ばね力
L・・・基準長	

特許出願人

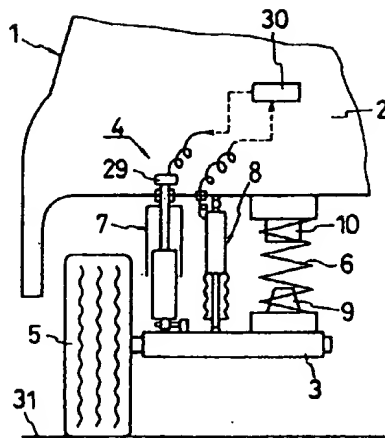
代理人 弁理士

トキコ株式会社

専 横 美

(ほか1名)

図 1



- 1 ……車両
- 2 ……車体
- 3 ……車軸
- 4 ……懸架装置
- 6 ……コイルスプリング
- 7 ……油圧緩衝器
- 8 ……変位センサ
- 30 ……制御回路
- Fa ……減衰力
- Fs ……ばね力
- L ……基準長

図 2

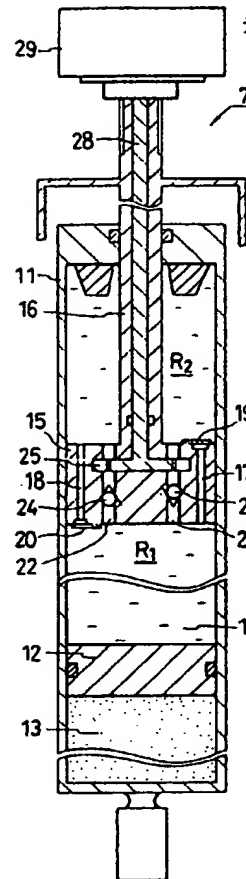


図 3

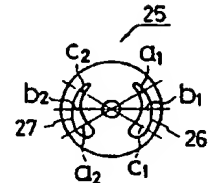


図 4

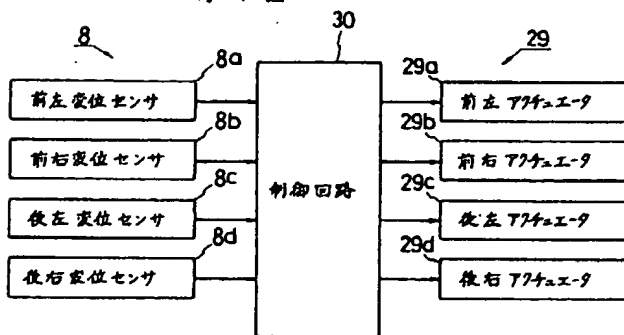


図 6

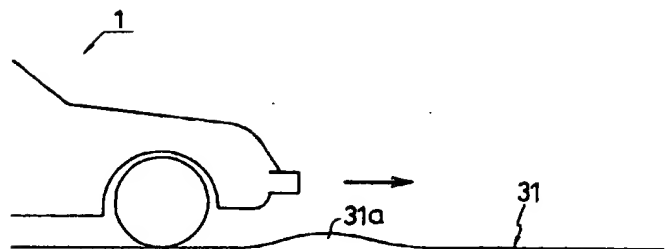


図 5

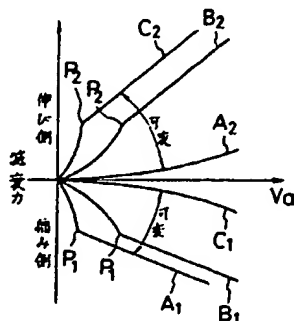


図 7

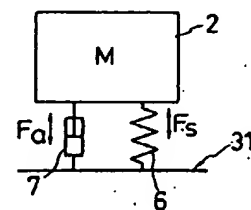


図 8 才

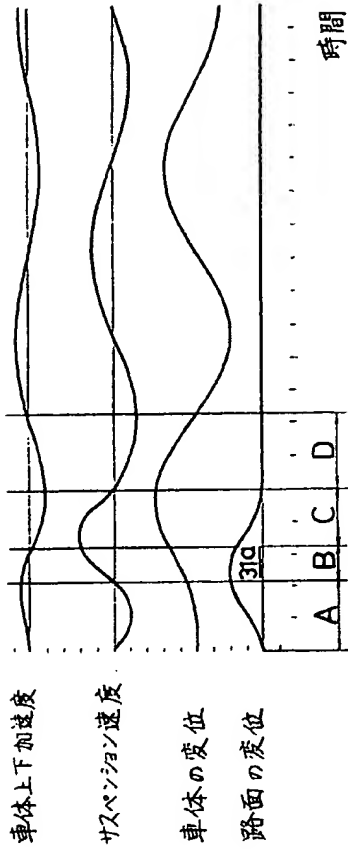


図 9 才

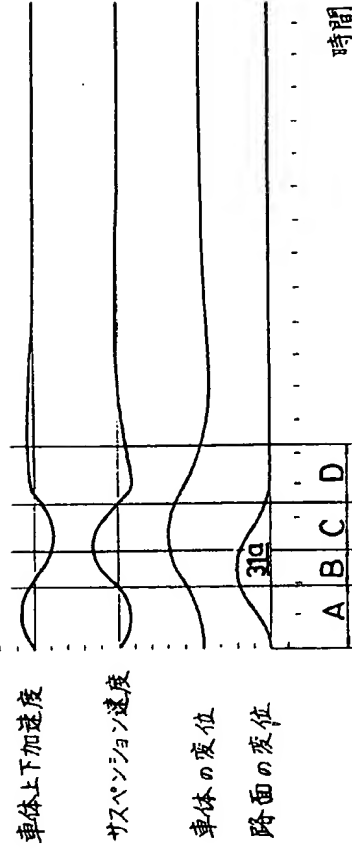


図 10 才

